

рема, зміни, наприклад, робочої ширини зубчастих коліс.

У таблиці 4 наведені результати, які характеризують напружений стан модифікованих зубчастих пар.

У результаті запропонованої оптимізації зубчастих пар коробки передач за рахунок зміни рівня напруженого стану роботи вдається зменшити їх об'єм і, відповідно, їх вагу (таблиця 4).

Зниження ваги зубчастих коліс коробки передач автомобіля ЗИЛ-4327 при оптимізації робочої ширини зубчастих зацеплень складає біля 140Н або більше 30% (таблиця 5).

Якщо у якості критерію оптимізації вибрати допустимий крутний момент, що може передавати коробка передач, то встановлено, що можливо збільшити момент на 23%. При цьому результати, які характеризують напружений стан модифікованих зубчастих пар представлені у таблиці 5, а зниження ваги зубчастих коліс (проти базового варіанту) складає 84Н.

Проте треба відзначити, що у останньому випадку була досліджена тільки працездатність зубчастих пар коробки передач, а можливість працездатності інших елементів коробки передач автомобіля ЗИЛ-4327, зокрема, валів і підшипників, потребує додаткових перевірних розрахунків.

Заключення. У роботі розглянута задача аналізу напруженого стану зубчастих пар коробки передач автомобіля ЗИЛ-4327 та оптимізації їх робочої ширини з метою покращення масо-габаритних характеристик.

Список літератури: 1. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 2007. – 408с. 2. Курмаз Л.В., Курмаз О.Л. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высш. шк., 2007. – 455с. 3. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин. – Львів: Афіша. 2003. – 560с. 4. Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В. Про можливості і методи забезпечення плавності зацеплення приводних зубчастих передач // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харьков, 2010. – Вып.27. – С.81-88. 5. Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В. До питання оптимального синтезу планетарної зубчастої передачі // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харьков, 2007. – Вып.21. – С.221-229. 6. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / Под ред. А.И. Гришкевича. – Минск: Выс. шк., 1985. – 240с. 7. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости: Расчет агрегатов и систем / Под общ. ред. Н.Ф. Бочарова, А.Ф. Жеглова. – Л., Машиностроение, 1994. – 404с. 8. Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В. Система експрес діагностування працездатності елементів головної передачі автомобіля // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харьков, 2008. – Вып.28. – С.116-120.

Надійшла до редколегії 31.05.12

Таблиця 4 – Характеристики модифікованих зубчастих пар КП

Параметр		ЗП-0	ЗП-1	ЗП-2	ЗП-3	ЗП-4
b_w	мм	20	45	19	15	18
σ_H	МПа	1237	1914	1703	1527	1293
Δ_H	%	2,47	3,37	2,38	2,27	4,2
σ_F	МПа	220,8	460,6	423,9	353,4	239,7
Δ_F	%	-51,7	0,8	-7,2	-22,7	-47,5

Таблиця 5 – Результати оптимізації зубчастих передач КП

Критерій оптимізації		Варіант зубчастих передач	
		Базовий	Оптимізований
Об'єм зубчастих коліс	см ³	5194,7	3392,5
Вага зубчастих коліс	Н	405	264

Таблиця 6 – Характеристики модифікованих зубчастих передач при 1, 23T_{дв}

Параметр		ЗП-0	ЗП-1	ЗП-2	ЗП-3	ЗП-4
b_w	мм	24	56	23	18	22
Δ_H	%	4,2	4,95	3,65	3,7	4,8

УДК 621.833

В.И. КОРОТКИН, к.т.н., зав. лабораторией НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ, Ростов-на-Дону, Россия;

Д.Ю. СУХОВ, младший научный сотрудник НИИМ и ПМ ЮФУ;

А.А. ЕНГИБАРЯН, к.ф.-м.н., доцент ДГТУ, Ростов-на-Дону, Россия

КАЧЕСТВО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА СО СПРЯМЛЁННЫМИ ЗУБЬЯМИ

Применительно к новым передачам Новикова со спрямлёнными зубьями рассмотрен один из важных ограничительных факторов – явление подрезания головки зуба. Решена обратная задача теории зацепления и показано, что при взаимном осевом смещении пары колёс, необходимом для регулировки высотного положения пятна контакта, постоянство передаточного числа сохраняется, поэтому дополнительных динамических усилий не возникает. Исследован вопрос о приведенных кривизнах поверхностей в точках контакта для различных фаз зацепления, доведенный до возможности несложных инженерных расчётов.

Стосовно до нових передач Новікова зі спрямленими зубцями розглянутий один з важливих обмежувальних факторів – явище підрізу головки зубця. Вирішена оборотна задача теорії зацеплення та показано, що при взаємному вісьовому зміщенні пари коліс, що необхідно для регулювання висотного положення плями контакти, постійність передавального числа зберігається, тому додаткових динамічних зусиль не виникає. Досліджено питання щодо приведених кривин поверхонь у точках контакту для різних фаз зацеплення, що доведено до можливості нескладних інженерних розрахунків.

For new Novikov gearing with straightened teeth considered one of the most important limiting factors – a addendum undercut. Solved inverse problem of the theory of gearing and it is shown that the mutual axial displacement of the pair of wheels required to adjust the altitude of the contact area, the gear ratio remains constant, and the additional dynamic forces not arise. Was investigate the problem of the reduced curvature of the surfaces at the points of contact for the different phases of gear meshing, it was finished to the possibility of simple engineering calculations.

В статье "Цилиндрическая зубчатая передача Новикова со сниженным осевым усилием", помещённой в предыдущем сборнике, описана новая зубчатая передача, синтезированная на базе идей Новикова, имеющая, в отличие от традиционных косозубых передач Новикова, резко сниженный (вплоть до нуля) осевой компонент усилия в зацеплении. Новая передача названа передачей Новикова со спрямлёнными зубьями (сокращённо ПНСЗ).

Для этой передачи, как и для любой другой, существуют факторы геометрического характера, накладывающие ограничения на параметры исходного контура и передачи. Определение этих факторов есть по существу проверка качества зацепления, которую необходимо проводить при проектировании передачи. Одним из основных параметров качества зацепления является отсутствие подрезания зуба, которое ниже рассматривается.

С математической точки зрения подрезание зубьев – это появление на их рабочей поверхности особых точек, геометрическое место которых образует так называемое ребро возврата, в которых нарушается регулярность (гладкость) поверхности. В особых точках положение плоскости, касательной к поверхности, не определено, так как происходит так называемое самопересечение поверхностей.

Подрезание отрицательно влияет как на изломную прочность зубьев, создавая концентраторы повышенных напряжений, так и на контактную, снижая высотную протяженность активных участков и резко увеличивая кривизну поверхности вблизи особых точек, в связи с чем следует стремиться исключить явление подрезания на рабочей поверхности зуба.

В упомянутой выше статье получены следующие уравнения, которые нам понадобятся:

а) уравнение поверхности зуба исходной (производящей) рейки

$$\begin{cases} x_p = \rho_i \sin \mathcal{G}_i - k_i + U_i \sin \theta; \\ y_p = -(\rho_i \cos \mathcal{G}_i - c_i); \\ z_p = U_i \cos \theta; \end{cases} \quad (1)$$

б) уравнение зацепления

$$f(\mathcal{G}_i, U_i, \varphi_i) = (r_i \varphi_i - c_i) \sin \mathcal{G}_i - (U_i \sin \theta - k_i) \cos \mathcal{G}_i = 0, \quad (i=1, 2). \quad (2)$$

В уравнениях (1), (2) обозначено: ρ – радиус дуги окружности торцового профиля зуба; k – расстояние центра окружности радиуса ρ от начальной прямой; c – расстояние центра окружности радиуса ρ от оси симметрии головки зуба; r – радиус начального цилиндра зубчатого колеса; θ – угол наклона действующей линии зуба к начальной плоскости; \mathcal{G} – текущий угол профиля зуба; U – параметр перемещения торцового профиля вдоль действующей линии; φ – параметр обкатки (угол поворота зубчатого колеса).

В работе [1] показано, что необходимым условием наличия подрезания зубьев является равенство нулю определителя:

$$\Delta = \begin{vmatrix} \frac{\partial f_i}{\partial \mathcal{G}_i} & \frac{\partial f_i}{\partial U_i} & \frac{\partial f_i}{\partial \varphi_i} \cdot \frac{d\varphi_i}{dt} \\ \frac{\partial x_p}{\partial \mathcal{G}_i} & \frac{\partial x_p}{\partial U_i} & V_{xp}^{(pi)} \\ \frac{\partial y_p}{\partial \mathcal{G}_i} & \frac{\partial y_p}{\partial U_i} & V_{yp}^{(pi)} \end{vmatrix} = 0. \quad (3)$$

Здесь $d\varphi_i/dt = \omega_i$ – угловая скорость поворота зубчатого колеса; $V_{xp}^{(pi)}, V_{yp}^{(pi)}$ – проекции скорости $\bar{V}_p^{(pi)}$ относительного движения рейки вокруг мгновенной оси с угловой скоростью $\bar{\omega}_p^{(pi)}$:

$$\bar{V}_p^{(pi)} = \bar{\omega}_p^{(pi)} \times (\bar{r}_p - \bar{R}_p), \quad (4)$$

где \bar{r}_p – радиус-вектор точки поверхности рейки; \bar{R}_p – радиус-вектор точки, принадлежащей линии действия вектора $\bar{\omega}_p^{(pi)}$.

Раскрывая определитель (3), выполняя дифференцирование и необходимые преобразования, получаем в результате кубическое уравнение подрезания:

$$\sin^3 \mathcal{G}_i \mp \frac{U_i \sin \theta - k_i}{r_i} \sin \mathcal{G}_i \mp \frac{(U_i \sin \theta - k_i)^2}{r_i \rho_i} = 0. \quad (5)$$

(Верхний знак – для $i=1$, нижний – для $i=2$).

Решая уравнение (5), получаем максимальный угол \mathcal{G} подрезания профиля зуба.

Анализ уравнения (5) показал, что подрезанию подлежит только выпуклый профиль зуба, т.е. головка, для которой $\mathcal{G}_1 \geq 0$. Вогнутая ножка зуба не претерпевает подрезания, т.к. для неё всегда $\mathcal{G}_2 < 0$. Снижению угла \mathcal{G}_1 способствует увеличение радиусов ρ_1 и r_1 . Наибольшие углы подрезания возникают в торцовых сечениях зуба, т.е. при $U_1 = 0$ и при $U_1 = b_w / \cos \theta$, где b_w – длина зуба. В торцовом сечении, для которого $U_1 = k_1 / \sin \theta$, угол подрезания $\mathcal{G}_1 = 0$.

Типичная картина расположения на поверхности головки зуба линии подрезания как геометрического места точек, соответствующих углам подрезания, показана на рисунке 1.

Следует стремиться к созданию одинаковых условий на торцах, т.е. добиваться $\mathcal{G}_1 = \mathcal{G}_{III}$, что легко достигается подбором параметра k_1 .

Одним из важных достоинств ПНСЗ является возможность осевой регулировки, т.е. осевого смещения колёс пары друг относительно друга, компенсирующего неизбежные технологические, монтажные и эксплуатационные отклонения межосевого расстояния от номинала и обеспечивающего удовлетворительное высотное расположение пятна контакта на поверхностях зубьев.

На рисунке 2 показан осевой сдвиг колёс на некоторую величину ΔL .

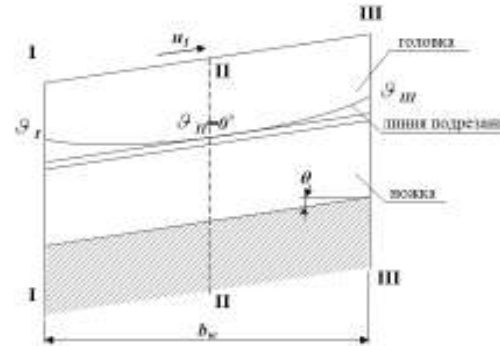


Рисунок 1 – Типичная картина расположения на зубе линии подрезания:
I-I – сечение $U_1=0$; II-II – сечение $U_1=k_1/\sin\theta$;
III-III – сечение $U_1=b_w/\cos\theta$

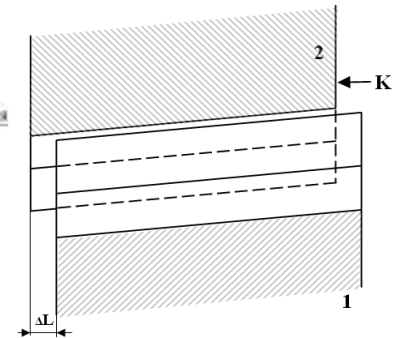


Рисунок 2 – Осевое смещение колеса 2 относительно колеса 1 на величину ΔL от номинального положения

Важно при этом проверить, сохраняется ли при этом качество зацепления, т.е. не возникают ли дополнительные динамические усилия как следствие нарушения передаточного числа пары.

Исследование проведено с помощью решения обратной задачи теории зацепления [1], когда известны схема зубчатого механизма и поверхности зубцов обоих колёс, полученные при решении прямой задачи (см. упомянутую статью

в настоящем сборнике), и требуется найти закон движения в виде функции, связывающей положения колёс.

Общий путь решения задачи следующий.

Пусть заданы уравнения поверхностей зубьев колёс:

$$\begin{cases} \bar{r}_i = \bar{r}_i(\mathcal{G}_i, U_i, \varphi_i); \\ f_i(\mathcal{G}_i, U_i, \varphi_i) = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Сообщим колесу 1 при его зацеплении с колесом 2 некоторый угол φ'_1 поворота вокруг своей оси, вследствие чего колесо 2 также повернётся вокруг своей оси на некоторый угол φ'_2 .

В неподвижной системе координат уравнения поверхностей зубьев запишутся в виде:

$$\begin{cases} \bar{r}^{(i)} = \bar{r}^{(i)}(\mathcal{G}_i, U_i, \varphi_i, \varphi'_i); \\ f_i(\mathcal{G}_i, U_i, \varphi_i) = 0. \end{cases} \quad (7)$$

В точках контакта поверхности (7) должны иметь общую нормаль \bar{e}_i , т.е. должно соблюдаться условие

$$\begin{cases} \bar{r}^{(1)} = \bar{r}^{(2)}; \\ \bar{e}^{(1)} = \bar{e}^{(2)}; \\ f_1(\mathcal{G}_1, U_1, \varphi_1) = 0; \\ f_2(\mathcal{G}_2, U_2, \varphi_2) = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Представляя (8) в координатной форме и проводя необходимые преобразования (которые здесь для краткости опущены), получаем следующую рабочую систему:

$$\begin{aligned} & (\rho_1 \sin \mathcal{G}_1 - k_1 + U_1 \sin \theta) \cos(\varphi'_1 - \varphi_1) - (\rho_1 \cos \mathcal{G}_1 - c_1) \sin(\varphi'_1 - \varphi_1) + \\ & + r_1 [\cos(\varphi'_1 - \varphi_1) - \varphi_1 \sin(\varphi'_1 - \varphi_1) - 1] = \\ & = (\rho_2 \sin \mathcal{G}_2 - k_2 + U_2 \sin \theta) \cos(\varphi'_2 - \varphi_2) + (\rho_2 \cos \mathcal{G}_2 - c_2) \sin(\varphi'_2 - \varphi_2) - \\ & - r_2 [\cos(\varphi'_2 - \varphi_2) - \varphi_2 \sin(\varphi'_2 - \varphi_2) - 1]; \\ & - (\rho_1 \sin \mathcal{G}_1 - k_1 + U_1 \sin \theta) \sin(\varphi'_1 - \varphi_1) - (\rho_1 \cos \mathcal{G}_1 - c_1) \cos(\varphi'_1 - \varphi_1) - \\ & - r_1 [\sin(\varphi'_1 - \varphi_1) + \varphi_1 \cos(\varphi'_1 - \varphi_1)] = \\ & = (\rho_2 \sin \mathcal{G}_2 - k_2 + U_2 \sin \theta) \sin(\varphi'_2 - \varphi_2) - (\rho_2 \cos \mathcal{G}_2 - c_2) \cos(\varphi'_2 - \varphi_2) - \\ & - r_2 [\sin(\varphi'_2 - \varphi_2) + \varphi_2 \cos(\varphi'_2 - \varphi_2)]; \\ & U_1 \cos \theta = U_2 \cos \theta - \Delta L; \\ & (\cos^2 \theta + \sin^2 \mathcal{G}_1 \sin^2 \theta)^{-1/2} \sin(\mathcal{G}_1 - \varphi'_1 + \varphi_1) = \\ & = (\cos^2 \theta + \sin^2 \mathcal{G}_2 \sin^2 \theta)^{-1/2} \sin(\mathcal{G}_2 + \varphi'_2 - \varphi_2); \\ & - \sin \mathcal{G}_1 (\cos^2 \theta + \sin^2 \mathcal{G}_1 \sin^2 \theta)^{-1/2} = - \sin \mathcal{G}_2 (\cos^2 \theta + \sin^2 \mathcal{G}_2 \sin^2 \theta)^{-1/2}; \\ & (r_1 \varphi_1 - c_1) \operatorname{tg} \mathcal{G}_1 + k_1 - U_1 \sin \theta = 0; \\ & (r_2 \varphi_2 - c_2) \operatorname{tg} \mathcal{G}_2 + k_2 - U_2 \sin \theta = 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Следует учесть, что при $\Delta L = 0$ имеют место соотношения

$$\rho_2 = \rho_1 + \Delta \rho; \quad k_2 = k_1 + \Delta \rho \sin \alpha_{kt}; \quad c_2 = c_1 + \Delta \rho \cos \alpha_{kt}, \quad (10)$$

где α_{kt} – номинальный торцовый угол давления при $\Delta L = 0$.

С учётом (10) система (9) позволяет установить, что угол \mathcal{G} давления при $\Delta L \neq 0$

$$\mathcal{G} = \mathcal{G}_1 = \mathcal{G}_2, \quad (11)$$

и если положить

$$\sin \mathcal{G} = \sin \alpha_{kt} - \Delta L \operatorname{tg} \theta / \Delta \rho, \quad (12)$$

то получим

$$\varphi'_1 = \varphi_1 \quad \text{и} \quad \varphi'_2 = \varphi_2. \quad (13)$$

Давая приращения углам поворота, на основании системы (9) убеждаемся, что передаточное отношение

$$u_{21} = \Delta \varphi'_2 / \Delta \varphi'_1 = \Delta \varphi_2 / \Delta \varphi_1 = r_1 / r_2 = \text{const}, \quad (14)$$

т.е. постоянство передаточного числа при $\Delta L \neq 0$ сохраняется.

Как показал анализ, линия зацепления при осевом сдвиге колёс меняет своё положение в пространстве, оставаясь прямой, параллельной линии зацепления, существующей при $\Delta L = 0$.

Коэффициент осевого перекрытия также несколько изменяется. Если обозначить $\varepsilon_\beta, \varepsilon'_\beta$ – коэффициент осевого перекрытия соответственно при $\Delta L = 0$ и при $\Delta L \neq 0$, p_t – торцовый шаг зубьев, то указанное изменение будет:

$$\Delta \varepsilon_\beta = \varepsilon'_\beta - \varepsilon_\beta = b_w \operatorname{tg} \theta (\operatorname{ctg} \mathcal{G} - \operatorname{ctg} \alpha_{kt}) / p_t. \quad (15)$$

Рассмотрим вопрос о главных кривизнах поверхностей зубьев, знание которых важно при расчётах передачи на контактную прочность.

Кривизны поверхностей можно определить методом дифференциальной геометрии через квадратичные формы [2], однако данный метод сложен и громоздок, поскольку требует совершать необходимые операции с огибающими поверхностями (поверхностями зубьев зубчатого колеса), уравнения которых значительно сложнее уравнений огибаемых поверхностей зубьев производящей рейки. В работе [1] предложен т.н. кинематический метод, при котором несколько упрощается задача, т.к. достаточно иметь дело с поверхностью зубьев рейки и её относительным движением.

Исходной является следующая зависимость:

$$\rho^{(i)} = \frac{[\bar{V}_r^{(i)}]^2}{\bar{V}_r^{(i)} \bar{e}_r^{(i)}}, \quad (16)$$

при этом

$$\bar{V}_r^{(i)} = \bar{V}_r^{(p)} + \bar{V}_p^{(pi)}; \quad \bar{e}_r^{(i)} = \bar{e}_r^{(p)} + \bar{\omega}_p^{(pi)} \times \bar{e}^{(p)}.$$

Здесь $\rho^{(i)}$ – радиус кривизны поверхности i -го колеса в нормальном сечении,

проведённом через вектор $\bar{V}_r^{(i)}$; $\bar{V}_r^{(i)}, \bar{e}_r^{(i)}$ - соответственно скорость точки и скорость конца орта нормали при движении точки по поверхности зуба зубчатого колеса; $\bar{V}_r^{(p)}, \bar{e}_r^{(p)}$ - соответственно скорость точки и скорость конца орта нормали при движении точки по поверхности зуба рейки; $\bar{e}^{(p)}$ - орт нормали к поверхности зуба рейки; $\bar{V}_p^{(pi)}, \bar{\omega}_p^{(pi)}$ - см. выше (4).

Раскрывая (16) и проводя необходимые преобразования, приходим в конечном итоге к квадратному уравнению относительно профильного (ρ_α) и продольного (ρ_β) главных радиусов кривизны поверхностей зубьев колёс в точках контакта ($\mathcal{G}_i = \alpha_{kt}$):

$$P^{(i)} \cdot (\rho_{\alpha,\beta}^{(i)})^2 + S^{(i)} \cdot \rho_{\alpha,\beta}^{(i)} + T^{(i)} = 0, \quad (17)$$

где:

$$P^{(1)} = \sin^2 \alpha_{kt} \cos^2 \alpha_{kt} \sin^2 \theta \cos^2 \theta (\cos^2 \theta + \sin^2 \alpha_{kt} \sin^2 \theta);$$

$$P^{(2)} = u_{21} \sin^2 \alpha_{kt} \cos^2 \alpha_{kt} \sin^2 \theta \cos^2 \theta (\cos^2 \theta + \sin^2 \alpha_{kt} \sin^2 \theta);$$

$$S^{(1)} = M \sin \alpha_{kt} \cos \theta \left[r_1 \sin^2 \alpha_{kt} + (\rho_1 \sin \alpha_{kt} + U_1 \sin \theta - k_1) \sin^2 \theta \cos^2 \alpha_{kt} - \right. \\ \left. - (U_1 \sin \theta - k_1) (\cos^2 \theta + \sin^2 \alpha_{kt} \sin^2 \theta) \right];$$

$$S^{(2)} = M \sin \alpha_{kt} \cos \theta \left[-r_1 \sin^2 \alpha_{kt} + u_{21} (\rho_2 \sin \alpha_{kt} + U_2 \sin \theta - k_2) \sin^2 \theta \cos^2 \alpha_{kt} - \right. \\ \left. - u_{21} (U_2 \sin \theta - k_2) (\cos^2 \theta + \sin^2 \alpha_{kt} \sin^2 \theta) \right];$$

$$T^{(1)} = M^2 \left[r_1 \rho_1 \sin^3 \alpha_{kt} - (U_1 \sin \theta - k_1) (\rho_1 \sin \alpha_{kt} + U_1 \sin \theta - k_1) \right];$$

$$T^{(2)} = -M^2 \left[r_1 \rho_2 \sin^3 \alpha_{kt} + u_{21} (U_2 \sin \theta - k_2) (\rho_2 \sin \alpha_{kt} + U_2 \sin \theta - k_2) \right];$$

$$M = (\cos^2 \theta + \sin^2 \alpha_{kt} \sin^2 \theta)^{3/2}.$$

Чтобы перейти к приведенным главным радиусам кривизны, необходимо знать угол между главными направлениями сопрягаемых первой и второй поверхностями. Вычисления показали, что этот угол чрезвычайно мал (порядка долей градуса), что даёт основания без заметного ущерба для точности считать его равным нулю. Тогда вычисления упрощаются, и для расчёта контактных напряжений можно полагать, что приведенный профильный радиус ρ_α кривизны поверхностей в контактной точке равен

$$\rho_\alpha = \frac{|\rho_\alpha^{(1)}| \cdot |\rho_\alpha^{(2)}|}{|\rho_\alpha^{(2)}| - |\rho_\alpha^{(1)}|}, \quad (18)$$

а приведенный продольный радиус ρ_β кривизны поверхностей в контактной точке равен

$$\rho_\beta = \frac{|\rho_\beta^{(1)}| \cdot |\rho_\beta^{(2)}|}{|\rho_\beta^{(2)}| + |\rho_\beta^{(1)}|}. \quad (19)$$

Исследования показали, что для инженерных расчётов профильных радиусов кривизны без ощутимой потери точности можно использовать уравнения Эйлера-Савари для плоских зацеплений [3]. Так, если отрезок контактной нормали от точки контакта K до полюса P обозначить: l_{k1} в начале зацепления (при $U=0$) и l_{k2} в конце зацепления (при $U=b_w/\cos \theta$), то для контакта головки колеса 1 с ножкой колеса 2 можно записать:

а) для начальной стадии зацепления

$$\rho_\alpha^{(1)} = l_{k1} + \frac{1}{\frac{1}{\rho_1 - l_{k1}} + \frac{1}{r_1 \sin \alpha_{kt}}}; \quad \rho_\alpha^{(2)} = l_{k1} + \frac{1}{\frac{1}{\rho_2 - l_{k1}} - \frac{1}{r_2 \sin \alpha_{kt}}}; \quad (20)$$

б) для конечной стадии зацепления

$$\rho_\alpha^{(1)} = l_{k2} - \frac{1}{\frac{1}{l_{k2} - \rho_1} - \frac{1}{r_1 \sin \alpha_{kt}}}; \quad \rho_\alpha^{(2)} = l_{k2} - \frac{1}{\frac{1}{l_{k2} - \rho_2} + \frac{1}{r_2 \sin \alpha_{kt}}}. \quad (21)$$

Для контакта головки колеса 2 с ножкой колеса 1 в формулах (20) и (21) следует поменять местами r_1 и r_2 .

Получив по формуле (18) четыре значения профильного приведенного радиуса ρ_α кривизны, следует в контактных расчётах принять наименьшее значение.

Наглядной иллюстрацией формул (20), (21) является построения Бобилье [3], показанные на рисунках 3, 4. В соответствии с рисунками 3 и 4 можно записать:

$$\rho_\alpha^{(1)} = \rho_1 - \Delta \rho_\alpha^{(1)}; \quad \rho_\alpha^{(2)} = \rho_2 + \Delta \rho_\alpha^{(2)}; \quad \Delta \rho = \rho_2 - \rho_1; \\ \rho_\alpha^{(2)} = \rho_\alpha^{(1)} + \Delta \rho_\Sigma; \quad \Delta \rho_\Sigma = \Delta \rho_\alpha^{(1)} + \Delta \rho + \Delta \rho_\alpha^{(2)}. \quad (22)$$

Как показали расчёты, изменение продольного приведенного радиуса ρ_β кривизны даже в пределах 10% слабо влияет на контактные напряжения, поэтому в инженерной практике для всех фаз зацепления можно принимать постоянное значение этого радиуса, равное при контакте головки колеса 1 с ножкой колеса 2:

$$\rho_\beta = r_2 / [2(r_2 / r_1 + 1) \sin \alpha_{kt} \sin^2 \beta_l \cos \beta_l], \quad (23)$$

где $\beta_l = \arctg(\tg \theta \cdot \ctg \alpha_{kt})$.

При контакте головки колеса 2 с ножкой колеса 1 в формуле (23) следует поменять местами r_1 и r_2 .

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, грант 10-08-00031.

Список литературы: 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1968 – 584с. 2. Каган В.Ф. Основы теории поверхностей. Т.1,2. – М.: Гостехиздат, 1948 – 385с. 3. Колчин Н.И. Механика машин. Т.1 – М.-Л.: Машгиз, 1962 – 620с.

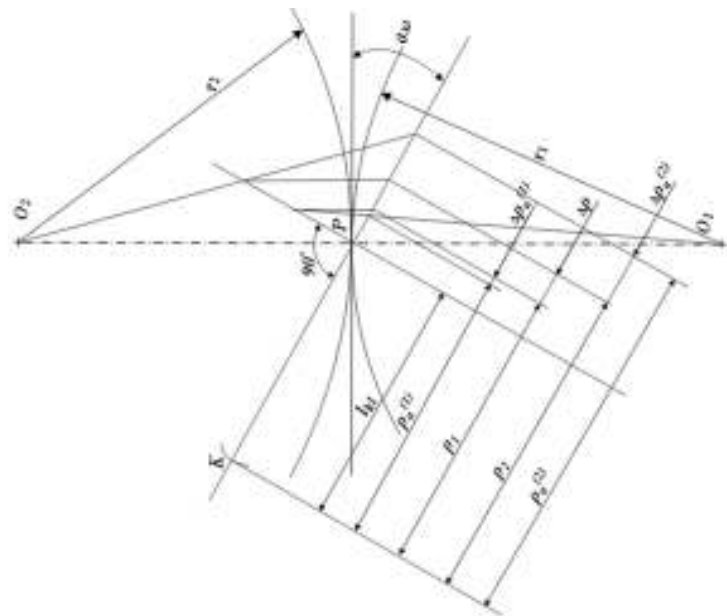


Рисунок 3 – Построение Бобиле для определения профильных радиусов кривизны в начальной фазе зацепления ($U=0$)

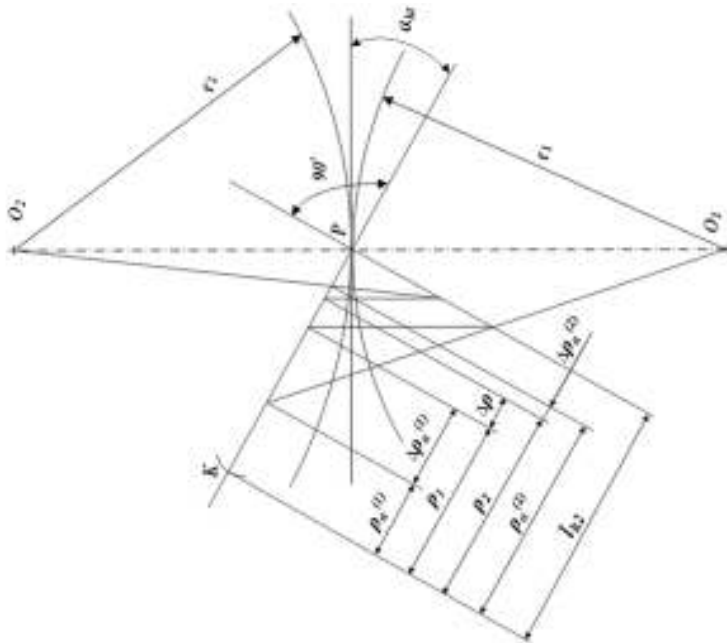


Рисунок 4 – Построение Бобиле для определения профильных радиусов кривизны в конечной фазе зацепления ($U=l_w/\cos\theta$)

Поступила в редколлегию 03.05.12

УДК 621.913:621.633

А.В. КРИВОШЕЯ, к.т.н., старший научный сотрудник ИСМ НАНУ, Киев;
В.Е. МЕЛЬНИК, младший научный сотрудник ИСМ НАНУ;
Ю.М. ДАНИЛЬЧЕНКО, д.т.н., проф., зав. каф. ПМ НТУУ "КПИ", Киев;
Д.Т. БАБИЧЕВ, д.т.н., профессор каф. "Прикладная механика" ТюмГНГУ, Тюмень, Россия;
М.Г. СТОРЧАК, к.т.н., научный сотрудник ИМВ ШУ, Штуттгарт, Германия

ОСОБЕННОСТИ ПРЯМОГО И ОБРАТНОГО ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С МОДИФИЦИРОВАННЫМ ПРОФИЛЕМ У ВЕРШИНЫ ЗУБА

В статье на конкретном примере раскрыты особенности прямого и обратного формообразования модифицированных эвольвентных цилиндрических зубчатых колес.

У статті на конкретному прикладі розкриті особливості прямого і зворотного формоутворення модифікованих евольвентних циліндрових зубчастих коліс.

In the article on a concrete example the features of direct and reverse forming of modified involute of cylindrical gear-wheels are exposed

Постановка проблемы. Зубчатые цилиндрические передачи, как составная часть большинства машин и механизмов, являются в то же время одними из самых сложных и трудоемких деталей в технологии машиностроения. Поэтому самое широкое распространение в механизмах машин имеют цилиндрические зубчатые передачи с эвольвентным профилем зубьев, как наиболее технологичные. В последнее годы наметилась тенденция к применению цилиндрических зубчатых передач с более сложной, с точки зрения технологии их изготовления, формой профиля, а именно, с модифицированной формой профиля у вершины зуба колеса и шестерни [1-3]. Такая модификация обеспечивается зубообрабатывающими инструментами также с модифицированной формой профиля у ножки зуба.

Модификация профиля у вершины эвольвентного цилиндрического зубчатого колеса позволяет уменьшить динамические нагрузки при пересопрежении зубьев и снизить шум в зубчатой передаче, при необходимости позволяет устранить интерференцию в зубчатой передаче, улучшить условия резания на последующих чистовых операциях [5]. Однако, для обеспечения оптимальных параметров модификации, как профиля зубчатого колеса, так и зубообрабатывающего инструмента, приходится многократно решать прямую и обратную задачи формообразования.

Однако, решение прямой и обратной задачи теоретического формообразования, а также изготовление цилиндрических эвольвентных зубчатых передач с модифицированной формой профиля у вершины зуба представляет собой сложную научную и техническую задачу и является актуальной народно-хозяйственной проблемой.

Анализ литературы. Наиболее распространенными методами теоретического формообразования цилиндрических зубчатых колес являются методы их